

ставленого завдання можна поширити також на систему електропостачання міст.

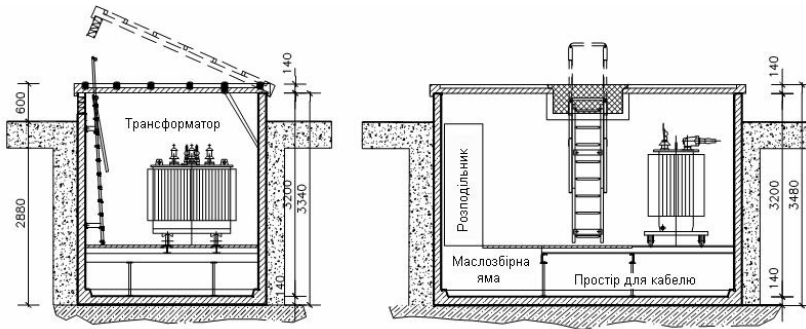


Рис.3 – Розрізи підземної трансформаторної підстанції

- 1.Серіков Я.О. Основы охорони праці. – Харків: ХНАМГ, 2007. – 227 с.
- 2.Гринберг-Басин М.М. Тяговые подстанции. – М.: Транспорт, 1986. – 168 с.
- 3.Загайнов Н.А., Финкельштейн Б.С. Тяговые подстанции трамвая и тролейбуса. – М.: Транспорт, 1978. – 336 с.
- 4.Классификация подземных тяговых подстанций // Информационный портал <http://designinweb.ru>.
- 5.“Studfiles” Все для учебы (описание центральной подземной подстанции) // <http://www.studfiles.ru>.

Отримано 29.03.2011

УДК 629.12 : 534.1 : 539.3

В.Д.ГУБЕНКО, канд. техн. наук, Л.А.АРТЕМЬЕВА

Харьковская национальная академия городского хозяйства

Н.В.ДОЛГОПОЛОВА, В.А.ГОЛЕНДЕР, канд. техн. наук

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г.Харьков

БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ С ПРИМЕНЕНИЕМ ПОЛЫХ И СЛОИСТЫХ КОНСТРУКТИВОВ

Рассматриваются вибродинамические системы, в которые входят в качестве главного виброшумоизлучающего элемента ходовая часть рельсового подвижного состава, в частности, подсистема «колесная пара – верхнее строение рельсового пути» с упруго-инерционными характеристиками. Исследуются факторы, влияющие на возникновение вибраций и шума при движении рельсовых экипажей.

Розглядаються вібродинамічні системи, в які входять в якості головного віброшумовипромінюючого елемента ходова частина рейкового рухомого складу, наприклад, підсистема «колісна пара – верхня будова рейкової колії» з пружно-інерційними характеристиками. Досліджуються фактори, які впливають на виникнення вібрацій і шуму при русі рейкових екіпажів.

Discusses the vibro-dynamic systems which are as vibro-noise emitting element: in particular, the subsystem "the wheel pair–topsides railway track". Examines factors that influence the emergence of vibrations and noise when driving rail crews.

Ключевые слова: колебания, жесткость, упругость, слоистость, колесная пара, собственная частота колебаний.

Человечество давно позаимствовало у Природы телеологичность в создании полых и слоистых элементов конструкций с целью их облегчения без потери прочности (бионика). При таком подходе на ЖД транспорте удастся вместо массивных монолитных элементов конструкций использовать облегченные полые и многослойные, но не менее надежные конструктивы. Это облегченные полые вагонные оси колесных пар (КП), надежная многослойная звукопоглощающая обшивка кузовов рельсового подвижного состава, безопасное использование безосколочного остекления (триплекс) и др. Поэтому объективно существует необходимость исследования влияния этой замены в расчетах на обеспечение безопасной жизнедеятельности при пассажирских и грузовых перевозках. Для этого используют известные теоретические и экспериментальные методы оценки прочности и жесткости главным образом механического оборудования подвижного состава.

Трамвайные вагоны и вагоны метро, электропоезда и дизельпоезда, пассажирские вагоны и локомотивы представляются как вибродинамические системы, в которые входит в качестве главного виброшумоизлучающего элемента ходовая часть, в частности подсистема «колесная пара – верхнее строение рельсового пути». Нами предложено включить в расчетные динамические модели таких подсистем: во-первых, оригинальную облегченную конструкцию КП с учетом ее упруго-инерционных характеристик; во-вторых, реальную конструкцию рельсового пути, который рассматривается многослойным.

Исследование напряженно-деформированного состояния КП и рельсового пути собственно не является целью данной работы. Здесь важно расчетным путем заблаговременно установить, какое влияние на вибрации и, следовательно, на шум оказывают реальные упруго-инерционные характеристики колесной пары и пути во взаимосвязанных динамических процессах вибраций ходовой части рельсового экипажа, а также оценить уровень такого взаимодействия по сравнению с расчетными схемами, в которых обычно не учитываются упруго-инерционные характеристики осей КП. Это становится необходимым при создании новых конструкций колесных пар с заранее прогнозируемым расчетным путем улучшения виброакустических свойств.

Как известно, наиболее точно поведение любой полой и/или многослойной системы при любом виде нагружения можно описать в рам-

ках трехмерной теории упругости, однако практическое решение здесь всегда связано с известными математическими трудностями.

Существует относительно простой путь, когда поведение рассматриваемой конструкции описывается уравнениями двумерной теории путем приведения трехмерной теории к двумерной [1]. Это упрощение можно произвести различными способами, которые можно условно разделить на аналитические и методы гипотез.

Проведенный анализ свидетельствует, что в прикладных двумерных теориях наиболее широко применяется метод гипотез, который в свою очередь имеет два направления. Одно из них сводит трехмерную задачу к двумерной, которое далее применяется, например, для многослойного конструктива в целом. Ко второму направлению, которое нами выбрано в качестве рабочего, принадлежат подходы, где для получения уравнений расчетной математической модели используются гипотезы для каждого слоя в отдельности [2]. При этом математическая постановка задачи несколько усложняется, так как порядок разрешающей системы возрастает и зависит от числа рассматриваемых слоев.

Для того чтобы в принципе судить о целесообразности введения в расчетную практику упруго-инерционных свойств осей КП и рельсового пути в задаче об оценке виброакустической активности нашей подсистемы прежде всего следует оценить нижние значения спектра собственных частот подсистемы «колесная пара – путь».

При определении частот и форм собственных колебаний были приняты следующие допущения: явления прецессии (прямая и обратная) не рассматриваются; влияние посадки колесных центров и перерезывающих сил на форму кривой изгиба упругой оси колесной пары не учитывается; распределенное приложение нагрузок к оси КП заменяется сосредоточенным.

В первом приближении колесную пару можно считать упругой двухопорной балкой с определенным количеством сосредоточенных масс [3].

Схема построения расчетной модели изгибных колебаний полой оси КП с восемью сосредоточенными массами оси и двумя сосредоточенными инерционными моментами колес показана на рис.1.

Соответствующая схема крутильных вибраций для оси КП строится аналогично, поэтому на рис.1 не показана.

На рис.2 приведена кривая прогибов оси колесной пары от приложенных к ней необрессоренных нагрузок (направления их взято в соответствии с направлениями сил инерции для первой формы колеба-

ний, т.е. для консольной и срединной части оси имеем противоположные направления).

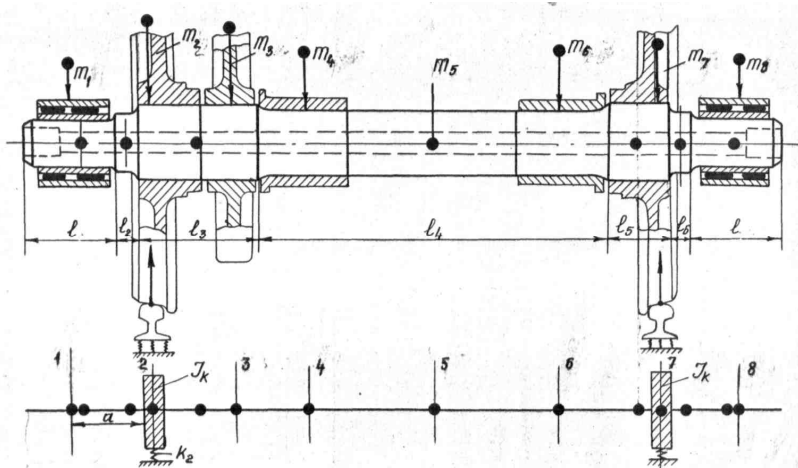


Рис.1 – Построение расчетной модели облегченной (полной) колесной пары для определения ее собственных частот и форм колебаний:

m_1 ; m_8 – массы буксовых узлов, части поводков, пружин и приведенные к этим сечениям массы консольных частей оси; m_2 ; m_7 – массы колесных пар и приведенная к сечениям кругов катания масса срединной и консольной частей оси, эти массы расположены над опорами; m_3 – масса зубчатого колеса; m_4 ; m_6 – необрессоренная часть массы тягового двигателя, приходящаяся на ось; m_5 – сосредоточенная масса срединной части оси колесной пары; J_k ($k = 1, 2$) – сосредоточенные моменты инерции колес относительно соответствующих осей; k_2 – вертикальная жесткость пути, приходящаяся на каждое колесо колесной пары (в первом приближении можно не учитывать).

Фактическая кривая прогибов мало отличается от синусоидальной, а найденное приближенное значение низшей собственной частоты равно 56,7 Гц. Без учета инерции колесных центров частота существенно повышается с 56,7 до 64,0 Гц (около 13%), что указывает на необходимость принимать эти инерционные характеристики во внимание при расчете вибраций необрессоренных частей КП.

Такой подход позволил более полно и точно оценить виброакустический спектр исследуемых процессов.

Таким образом, нами разработана динамическая модель облегченной колесной пары с учетом ее упруго-инерционных характеристик. Предложено рассматривать реальные конструкции рельсового пути как слоистый конструктив. Доказана необходимость при виброакустическом анализе взаимодействия колесных пар с рельсовым путем принимать во внимание их упруго-инерционные характеристики.

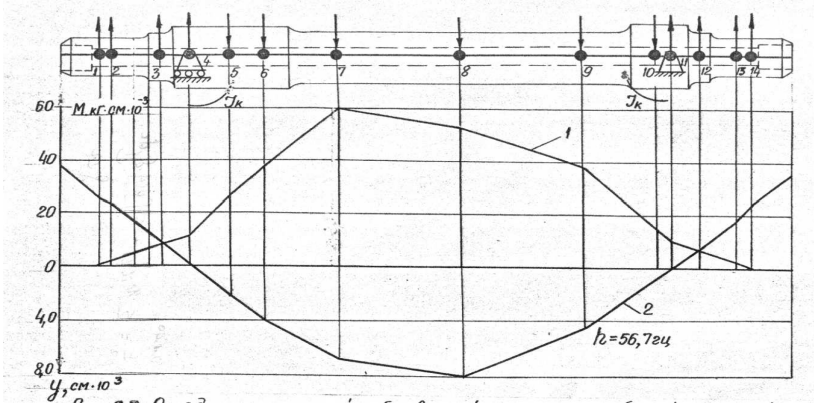


Рис.2 – К определению низшей собственной частоты колебаний колесной пары ($h=56,7$ Гц) методом Релея по эпюре прогибов оси от необрессоренных нагрузок:
1 – эпюра изгибающих моментов; 2 – эпюра прогибов оси колесной пары.

1.Шупиков А.Н., Долгополова Н.В. Колебания многослойных цилиндрических панелей при импульсных воздействиях // Вестник ХГПУ. – Харьков, 1998. – №10. – С.104-111.

2.Шупиков А.Н. Минимизация напряжений в многослойной пластине при импульсном нагружении // Вестник ХГПУ. – Харьков, 1998. – №15. – С.127-132.

3.Шупиков А.Н., Долгополова Н.В. Нестационарное деформирование многослойных цилиндрических оболочек // Вестник ХГПУ. – Харьков, 2001. – №104. – С.59-64.

Получено 02.03.2011

УДК 699.84

К.В.ДАНОВА, канд. техн. наук, Н.О.ЧЕРЕВЧЕНКО

Харківська національна академія міського господарства

ВИЗНАЧЕННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ПИТАННЯ ЗНИЖЕННЯ ШКІДЛИВОГО ВПЛИВУ ТРАНСПОРТНОГО ШУМУ

Досліджується актуальність боротьби з транспортним шумом на основі вітчизняного та закордонного досвіду.

Исследуется актуальность борьбы с транспортным шумом на основе отечественного и зарубежного опыта.

The urgency of the struggle with the transport noise on the basis of domestic and foreign experience is investigated.

Ключевые слова: транспорт, шум, зниження.

Сьогодні вимогою людства є зростання швидкості пересування транспортних засобів. Машинобудівна галузь прагне задовольнити цю